

УДК 621.664

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Р.А. Осин, ас., Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Оптимизация зубчатого зацепления шестеренного насоса с целью повышения его удельной подачи

Предложена математическая модель оптимизации зубчатого зацепления шестеренного насоса типа НШ, позволяющая определить такие его параметры, при которых параметр оптимизации зубчатого зацепления - коэффициент использования объема венцов шестерен, а вместе с тем и удельная подача шестеренного насоса достигает максимального для данных геометрических размеров насоса значений **шестеренный насос, зубчатое зацепление, коэффициент использования объема венцов шестерен, удельная подача**

Анализ известных методов повышения подачи шестеренного насоса показал, что на сегодня, практически все известные методы следует отнести к экстенсивным методам повышения подачи. Повышение подачи обеспечивается пропорциональным увеличением геометрических размеров элементов шестерен и насоса [1].

В предыдущих публикациях авторов изложены особенности подачи рабочей жидкости в шестеренном насосе [2], определение и исследование параметра оптимизации зубчатого зацепления (ЗЗ) шестеренного насоса в направлении повышения его подачи - коэффициента использования объема венцов шестерен (КИОВШ) [3] позволяет пойти по пути интенсификации конструкции шестеренного насоса в направлении повышения его подачи. Заключительным этапом исследований в этом направлении, что и является целью настоящей публикации, является поиск оптимальных параметров зубчатого зацепления шестерен, обеспечивающих максимально возможное значение КИОВШ.

В статье [3] установлено, что межцентровое расстояние -  $A_o$ , внешний диаметр шестерен -  $D_e$ , число зубьев шестерен -  $z$ , угол зубчатого зацепления (ЗЗ) -  $\alpha$ , высота головки зуба -  $\chi t$ , являются конкурирующими параметрами по степени влияния на КИОВШ -  $K_q$ . При этом степень влияния зависит и от интервала варьирования параметра.

Поэтому поставленную задачу поиска оптимальных параметров ЗЗ шестерен будем решать классическим методом поиска оптимальных параметров ЗЗ, при которых КИОВШ достигает максимального значения.

Математическая модель (ММ), позволяющая получить оптимальные параметры ЗЗ, при которых КИОВШ приобретет максимальное значение, представляет систему уравнений и граничных условий.

Уравнения представляют собой частные производные КИОВШ по межцентровому расстоянию -  $A_o$ , внешнему диаметру шестерен -  $D_e$ , числу зубьев шестерен -  $z$ , углу ЗЗ -  $\alpha$ , коэффициенту высоты головки зуба -  $\chi$ , углу исходного профиля -  $\alpha_0$  и по коэффициенту профильного смещения (КПС) -  $\xi$  [3], приравненные нулю.

К условиям, которые ограничивают область существования параметров ЗЗ с целью получения работоспособного ЗЗ, следует отнести:

-  $\varepsilon$  - коэффициент перекрытия зубчатого зацепления, при этом:

$$\varepsilon \geq 1; \quad (1)$$

-  $S_e$  - толщину зуба на вершине, при этом:

$$S_e \geq 0,2 m; \quad (2)$$

- отсутствие интерференции зубьев шестерен, это условие записывается в виде:

$$\rho_L < \rho_P. \quad (3)$$

При этом составляющие зависимости (3) могут быть определены:

- радиус кривизны в граничной точке профиля зуба:

$$\rho_L = 0,5 d \sin \alpha_0 - \frac{1-\xi}{\sin \alpha_0} m; \quad (4)$$

- радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке:

$$\rho_P = A \sin \alpha - 0,5 d_0 \operatorname{tg} \gamma_e, \quad (5)$$

где  $m$  - модуль зацепления, мм;

$d$  - диаметр начальной окружности, мм;

$\alpha_0$  - угол исходного профиля, град;

$\xi$  - коэффициент профилевого смещения;

$d_0$  - диаметр основной окружности, мм;

$A$  - межцентровое расстояние, мм;

$\gamma_e$  - угол вершины эвольвенты, град.

Помимо этого типоразмер шестеренного насоса определяется условием:

$$G \leq A + D_e, \quad (6)$$

где  $G$  - длина продольной (большей) оси насоса, мм.

Для обеспечения работоспособности торцовых уплотнителей должно соблюдаться следующее условие:

$$\frac{D_i - d_z}{2} \geq h, \quad (7)$$

где  $D_i$  - диаметр впадин шестерен, мм;

$d_z$  - диаметр цапф шестерен, мм

$h$  - ширина уплотнительного пояса, мм.

Тогда искомая математическая модель будет иметь вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial K_q}{\partial D_e} = 0; \quad \frac{\partial K_q}{\partial A} = 0; \quad \frac{\partial K_q}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial K_q}{\partial \alpha} = 0; \quad \frac{\partial K_q}{\partial \xi} = 0; \quad \frac{\partial K_q}{\partial \alpha_0} = 0; \quad \frac{\partial K_q}{\partial \chi} = 0; \\ 6 < z < 35; \quad 0 < S_e < 0,2m; \quad \varepsilon \geq 1; \quad -0,7 \leq \xi \leq 0,9; \quad 10^0 \leq \alpha \leq 50^0; \\ \rho_L < \rho_P; \quad G \leq A + D_e; \quad \frac{D_i - d_z}{2} \geq h. \end{array} \right. \quad (8)$$

Для оптимизации ЗЗ нами предлагается математическая модель, расчет которой позволяет одновременно изменять исходные параметры ЗЗ шестерен в направлении увеличения КИОВШ и удельной подачи шестеренного насоса. При этом предлагаемая методика позволяет расширить традиционную область существования ЗЗ путем использования ЗЗ с предельно допустимыми параметрами, использование которых в общем машиностроении не принято.

Расчет предлагаемой математической модели начинается с выбора параметра  $G$

(см. зависимость (6)). Выбор параметра  $G$  накладывает ограничения на габариты качающего узла, т.е. выделяет часть пространства, в которое должен быть вписан проектируемый качающий узел насоса. Выбор параметра  $G$  идентичен выбору типоразмера проектируемого насоса. Так, например, насосы:

- второй размерной группы, характерный представитель насос НШ-10 Г, имеют параметр  $G = 70,0$  мм;

- размерной группы 2,5, характерный представитель насос НШ-25 Г, имеют параметр  $G = 87,0$  мм;

- третьей размерной группы, характерный представитель насос НШ-32 УК, имеют параметр  $G = 100,0$  мм.

Далее выбираем угол исходного профиля -  $\alpha_0$ . Здесь выбор не отличается разнообразием, как правило, этот угол выбирают стандартным -  $\alpha_0 = 20^\circ$ , что, прежде всего, связано с ограничением, накладываемым стандартным зубонарезным инструментом.

После этого необходимо выбрать ширину уплотняющего пояса  $h$ , в соответствии с зависимостью (7). Для этого необходимо задаться диаметром цапф  $d_z$ , а диаметр впадин зубьев шестерен определяют в соответствии с зависимостью [4]:

$$D_i = D_e - 2(2\chi + \chi c - \xi_y), \quad (9)$$

где  $c$  - коэффициент радиального зазора;

$\xi_y$  - коэффициент уравнивающего смещения.

В общем случае этого выбора достаточно чтобы реализовать предлагаемую методику расчета ЗЗ с оптимальными параметрами.

Возможно введение ограничений и по другим параметрам, например по числу зубьев -  $z$  или по межцентровому расстоянию (МЦР) -  $A$ . После введения исходных данных решаем систему (8), которая позволяет определить параметры ЗЗ, при которых КИОВШ проектируемого ЗЗ приобретает максимальное значение. После этого ведем расчет ЗЗ в соответствии с алгоритмом, описанным в [3].

Полученные результаты должны быть откорректированы относительно модуля ЗЗ, который является одним из основных, определяющих геометрические параметры формообразующего инструмента, а значит определяющим форму зубьев шестерен. Модуль ЗЗ выбирается из стандартного ряда.

Особенностью результатов, получаемых в процессе расчета по предлагаемой ММ оптимизации ЗЗ является то, что, как правило, получаем нулевую передачу. Известно, что при числе зубьев  $z < 14$  зубья шестерен получают подрезанными, что сопряжено с опасностью потери прочности зубьев на изгиб. Для обычных зубчатых передач, используемых в общем машиностроении это является своего рода запретом, а поэтому эта область существования ЗЗ до сих пор не использовалась. Однако, использование такого ЗЗ дает существенное увеличение КИОВШ и удельной подачи шестеренного насоса. При этом подрезание зубьев компенсируется пропорциональным увеличением коэффициента перекрытия ЗЗ (КПЗЗ), который резко возрастает и часто превосходит значение  $\varepsilon \geq 1,3 \dots 1,5$ .

Кроме того, предлагаемая методика расчета ЗЗ дает возможность расширения области существования ЗЗ за счет уменьшения угла исходного профиля -  $\alpha_0$ , что еще более повышает КИОВШ шестеренного насоса.

Особенностью предлагаемой методики является то, что в процессе расчета ЗЗ полученные геометрические параметры проверяются на работоспособность по основным параметрам:

- коэффициенту перекрытия зубчатого зацепления КПЗЗ  $\varepsilon \geq 1$  (см. зависимость (1));
- по отсутствию заострения зубьев шестерен  $S_e \geq 0,2 m$  (см. зависимости (2));
- по отсутствию интерференции зубьев шестерен в процессе работы ЗЗ  $\rho_L < \rho_P$  (см. зависимости (3)).

С целью сравнения эффективности различных алгоритмов расчета ЗЗ нами предлагается провести сравнительный анализ результатов расчета ЗЗ на конкретных примерах. Результаты расчетов представлены в табл. 1, табл. 2 и табл. 3.

В табл. 1 и табл. 2, представлены результаты расчета ЗЗ по различным методикам: при заданном КПС -  $\xi$  по Е.М. Юдину [4], при заданном МЦР по стандартной методике [5] и при заданном МЦР по предлагаемой методике. При этом в табл. 1 приведены результаты расчета ЗЗ с параметрами:  $m = 4$ ,  $z = 12$  и  $\alpha_0 = 20^0$ .

Таблица 1-Сравнительный анализ результатов расчета зубчатого зацепления шестеренного насоса при  $m = 4$ ,  $z = 12$  и  $\alpha_0 = 20^0$

Наименование геометрического параметра зубчатого зацепления шестеренного насоса	Результаты расчета геометрических параметров зубчатого зацепления шестеренного насоса		
	При заданном КПС- $\xi$ [4]	При заданном МЦР -	
		По стандартной методике [5]	По предлагаемой методике
Количество зубьев шестерен, $z$	12	12	12
Модуль зубчатого зацепления, $m$ , мм	4	4	4
Предельное значение толщины зуба шестерен у вершины зуба - $S_e = 0,2 m$ , мм	0,8, принятое 0,685	0,8	0,8 принятое 0,827
Диаметр вершин зубьев шестерен при предельном значении $S_e$ , $D_{ep}$ , мм	61,348	58,86	57,32
КПЗЗ, $\varepsilon$	1,218	1,4963	1,9712
Диаметр впадин - $D_i$ , мм	43,6	37,94	34,076
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, $\rho_p$ , мм	6,222	1,2428	-5,5885
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, $\rho_L$ , мм	3,086	-1,859	-5,8311
Условие отсутствия интерференции зубьев шестерен, $\rho_L < \rho_P$	Выполняется	Выполняется	Выполняется
Площадь зуба шестерни - $S_z$ , мм <sup>2</sup>	53,09	56,16	54,86
Площадь МЗВ шестерни - $S_W$ , мм <sup>2</sup>	68,815	76,38	84.2101
Площадь минимальной отсеченной полости - $S_V$ , мм <sup>2</sup>	14,2558	24,79	29.8459
Ширина венца шестерен, $b$ , мм	22	22	22
Рабочий объем насоса, $q$ , мм <sup>3</sup>	32570	33785	36584
КИОВШ, - $K_{q2}$	0,239 (100 %)	0,2359 (98,7%)	0,3163 (132,3%)

В табл. 2 представлені результати розрахунків ЗЗ з параметрами  $m = 5$ ,  $z = 8$  і  $\alpha_0 = 20^\circ$ , які використовуються в шестеренному насосі типу НШ-32 УК, випускаємі промисловістю України на Кіровоградському ПАО «Гідросіла».

В табл. 3 представлений порівняльний аналіз результатів розрахунку ЗЗ при  $m = 4$ ,  $z = 12$  і  $m = 5$ ,  $z = 8$  для різних значень кута вихідного профіля -  $\alpha_0$ .

Сравнивая результати розрахунків ЗЗ, представлені в табл. 1, табл. 2 і табл.3, видно, що результати розрахунку ЗЗ при заданому КПС по Е.М. Юдину [4] і при заданому МЦР по стандартній методикі [5], практично не відрізняються, якщо судити об цьому по критерію оптимізації - КІОВШ.

Таблиця 2-Порівняльний аналіз результатів розрахунку зубчатого зацеплення шестеренного насоса при  $m = 5$ ,  $z = 8$  і  $\alpha_0 = 20^\circ$

Найменування геометричного параметра зубчатого зацеплення шестеренного насоса	Результати розрахунку геометричних параметрів зубчатого зацеплення шестеренного насоса		
	При заданому КПС- $\xi$ [4]	При заданому МЦР -	
		По стандартній методикі [5]	По передбачуваній методикі
Кількість зубців шестерен, $z$	8	8	8
Модуль зубчатого зацеплення, $m$ , мм	5	5	5
Предельне значення товщини зуба шестерен у вершини зуба - $S_e = 0,2 m$ , мм	1,0, прийняте 1,0	1,0, прийняте 1,016	1,0 прийняте 0,9129
Діаметр вершин зубців шестерен при предельному значенні $S_e$ , $D_{ep}$ , мм	55,0	54,98	51,04
КПЗЗ, $\varepsilon$	1,044	1,0425	1,84
Діаметр впадин - $D_i$ , мм	33,74	32,52	23,05
Радіус кривизни активного профіля зуба в нижній точці, $\rho_p$ , мм	4,666	4,6773	-9,91
Радіус кривизни в граничній точці профіля зуба, $\rho_L$ , мм	1,338	1,3384	-10,62
Умова відсутності інтерференції зубців шестерен, $\rho_L < \rho_p$	Виконує	Виконує	Виконує
Площа зуба шестерні - $S_z$ , мм <sup>2</sup>	80,985	86,392	77,23
Площа МЗВ шестерні - $S_W$ , мм <sup>2</sup>	105,506	106,6072	126,36
Площа мінімальної відсіченої порожнини - $S_V$ , мм <sup>2</sup>	22,098	31,4798	44,45
Ширина венця шестерен, $b$ , мм	22	22	22
Робочий об'єм насоса, $q$ , мм <sup>3</sup>	32050	31985	36837
КІОВШ, - $K_{q2}$	0,30 (100%)	0,299 (100%)	0,4185 (139,5%)

Расчет же шестерен при заданном МЦР по предлагаемой методике дает существенный выигрыш по указанному критерию КИОВШ 33, рассчитанного по предлагаемой методике выше, чем по существующим от 31,6% (при  $m = 4$ ,  $z = 12$  и  $\alpha_0 = 20^\circ$ ) до 39,5% (при  $m = 5$ ,  $z = 8$  и  $\alpha_0 = 20^\circ$ ) (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3). Это стало возможным благодаря тому, что расчет 33 по предлагаемой методике позволяет увеличить подачу шестеренного насоса путем увеличения наружного диаметра шестерен при одновременном относительном уменьшении габаритных размеров 33, что и приводит к росту КИОВШ.

Таблица 3 - Сравнительный анализ результатов расчета 33 шестеренного насоса при заданном КПС и МЦР при  $m = 4$  и  $z = 12$  для разных значениях угла исходного профиля -  $\alpha_0$

Наименование геометрического параметра зубчатого зацепления шестеренного насоса	Результаты расчета геометрических параметров 33 шестеренного насоса		
	При заданном КПС- $\xi$ [4]	При заданном МЦР -	
		По стандартной методике [5]	По предлагаемой методике
Количество зубьев шестерен, $z$	12	12	12
Модуль зубчатого зацепления, $m$ , мм	4	4	4
Ширина венца шестерен, $b$ , мм	22	22	22
Стандартный угол исходного контура $\alpha_0 = 20^\circ$			
КИОВШ, - $K_{q2}$	0,239 (100 %)	0,2359 (98,7%)	0,3163 (132,3%)
Угол исходного контура $\alpha_0 = 12^\circ$			
КИОВШ, - $K_{q2}$	0,222 (92,9%)	0,2586 (108,2%)	0,356 (149,0%)
Угол исходного контура $\alpha_0 = 25^\circ$			
КИОВШ, - $K_{q2}$	0,251 (105,0%)	0,2184 (91,4)	0,2859 (119,6%)
Количество зубьев шестерен, $z$	8	8	8
Модуль зубчатого зацепления, $m$ , мм	5	5	5
Ширина венца шестерен, $b$ , мм	22	22	22
Стандартный угол исходного контура $\alpha_0 = 20^\circ$			
КИОВШ, - $K_{q2}$	0,30 (100,0%)	0,299 (99,7%)	0,4185 (139,5%)
Угол исходного контура $\alpha_0 = 12^\circ$			
КИОВШ, - $K_{q2}$	0,278 (92,6%)	0,3237 (107,9%)	0,4273 (142,4%)
Угол исходного контура $\alpha_0 = 25^\circ$			
КИОВШ, - $K_{q2}$	0,31 (103,3%)	0,2954 (98,5%)	0,3563 (118,8%)

Дальнейшее повышение КИОВШ возможно путем изменения угла стандартного исходного профиля -  $\alpha_0 = 20^\circ$ . В табл. 3 представлены результаты расчета 33 по

приведенным в табл. 1 и табл. 2 параметрам при разных значениях угла исходного профиля: стандартном  $\alpha_0 = 20^\circ$  и угле исходного профиля, который имеет определенное распространение в общем машиностроении:  $\alpha_0 = 12^\circ$  и  $\alpha_0 = 25^\circ$ .

Из результатов, представленных в табл. 3, видим, что уменьшение угла исходного профиля до  $\alpha_0 = 12^\circ$  приводит:

- к снижению КИОВШ для ЗЗ, рассчитанного при заданном КПС по методике Е.М. Юдина [4], до 92,5% от исходного (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3);

- к росту КИОВШ для ЗЗ, рассчитанного при заданном МЦР по стандартной методике [5] до 107% ... 108% от исходного (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3);

- к росту КИОВШ для ЗЗ, рассчитанного при заданном МЦР по предлагаемой методике до 141% ... 149% от исходного (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3);

Увеличение угла исходного профиля до  $\alpha_0 = 28^\circ$  недопустимо, поскольку в этой области исследуемые ЗЗ выходят за область существования, поэтому исследовали КИОВШ ЗЗ при увеличении угла исходного профиля всего до  $\alpha_0 = 25^\circ$ .

Увеличение угла исходного профиля до  $\alpha_0 = 25^\circ$  приводит к:

- незначительному росту КИОВШ для ЗЗ, рассчитанного при заданном КПС по методике Е.М. Юдина [4], до 103% ... 105% от исходного (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3);

- незначительному снижению КИОВШ для ЗЗ, рассчитанного при заданном МЦР по стандартной методике до 99,5% ... 99,8% от исходного (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3);

- росту КИОВШ для ЗЗ, рассчитанного при заданном МЦР по предлагаемой методике до 119% ... 120% от исходного. Но этот рост КИОВШ, как видим из приведенных результатов, в два раза меньше по сравнению с ростом КИОВШ для ЗЗ со стандартным углом исходного профиля  $\alpha_0 = 20^\circ$  (см. табл. 1, табл. 2 и табл. 3).

Из вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

#### **Выводы**

1. Предложенная математическая модель оптимизации и методика расчета зубчатого зацепления, которая позволяет существенно повысить КИОВШ и удельную подачу насоса: не менее, чем на 35%. Это стало возможным благодаря тому, что предлагаемая методика позволяет изменять параметры ЗЗ в направлении роста РОН и одновременного уменьшения габаритных размеров насоса.

2. Дальнейшее повышение КИОВШ и удельной подачи шестеренного насоса возможно путем уменьшения угла исходного профиля инструмента -  $\alpha_0$ . Уменьшение угла исходного профиля до  $\alpha_0 = 12^\circ$  позволяет еще увеличить КИОВШ на 11%...12%. Но реализация этого параметра на практике сопряжена с необходимостью использования нестандартного зуборезного инструмента.

#### **Список литературы**

1. Осин Р.А., Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Матвиенко А.А. Анализ известных методов повышения подачи шестеренных насосов // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Випуск 22.-Кіровоград: КНТУ, 2009.– С. 289-300.
2. Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко А.А. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, вип. 20, Кіровоград:КНТУ.– 2008.– С. 253-262.
3. Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, Т.В. Руденко, В.І. Гуцол, Р.А. Осін Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насосу типу НШ від параметрів

зубчатого зачеплення. Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, Вип. 23.– Кіровоград: КНТУ.– 2010.– С. 378-390.

4. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1964 г – 236 с.
5. ГОСТ 16532-70 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. Введен с 01.01.1972. Переиздан в августе 1983 г. М.:1983 – 19 с.

*Ю.Кулешков, Р.Осин, Т.Руденко, М.Красота*

**Оптимізація зубчатого зчеплення шестеренного насоса з ціллю підвищення його питомої подачі**

Запропоновано математичну модель оптимізації зубчастого зачеплення шестеренного насоса типу НШ, що дозволяє визначити такі його параметри, при яких параметр оптимізації зубчастого зачеплення - коефіцієнт використання об'єму вінців шестірень, а разом з тим і питома подача шестеренного насоса досягає максимального для даних геометричних розмірів насоса значень.

*J.Kuleshkov, R.Osin, T.Rudenko, M.Krasota*

**Optimization of gear gearing шестеренного the pump for the purpose of increase of its specific giving**

New approach is offered to the losses of working liquid through a butt end gap in the in gear pumps of НШ-type. Dividing of losses of working liquid into three allowed to perfect constituents existent pictures of losses of butt ends of working liquid in gear pumps. The mathematical model of losses of working liquid through the intercentral sector of butt end interface is offered in first time.

Одержано 20.10.11